

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.**

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-27118

(P2001-27118A)

(43) 公開日 平成13年1月30日 (2001.1.30)

(51) Int.Cl.

識別記号

F I

ターボ (参考)

F 0 1 N 5/02

F 0 1 N 5/02

F

F 0 1 P 3/22

F 0 1 P 3/22

C

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願平11-201358

(22) 出願日 平成11年7月15日 (1999.7.15)

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 田崎 豊

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

(72) 発明者 佐藤 聡

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

(74) 代理人 100075513

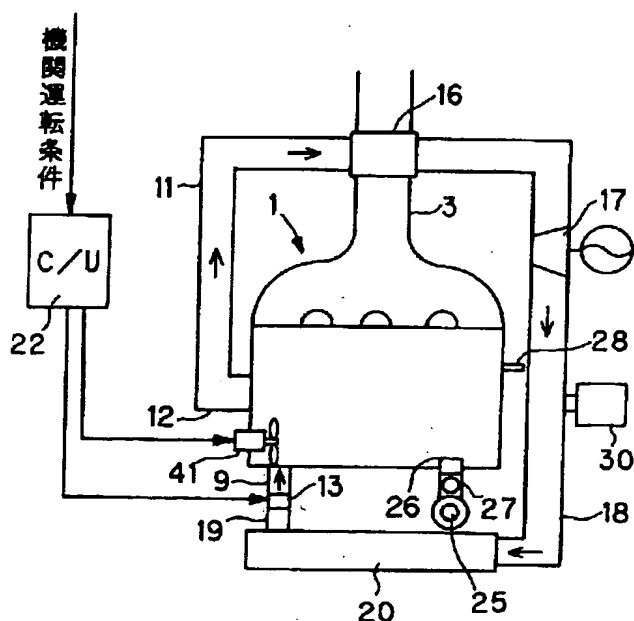
弁理士 後藤 政喜 (外1名)

(54) 【発明の名称】 内燃機関の廃熱回収装置

(57) 【要約】

【課題】 機関冷却系の冷媒蒸気を排気により加熱してタービンを駆動する廃熱回収装置を備えた内燃機関において、燃焼室周辺部から冷媒への放熱量（熱伝達量）を機関運転条件に応じて制御するシステムを持たせることにより、タービン入口温度の適正化を図る。

【解決手段】 指令値に応じて機関の燃焼室周辺部から冷媒への放熱量をプロベラ装置41が調整し、タービン17の入口温度が適正值となるように機関運転条件に応じてプロベラ装置41への指令値を制御装置22が制御する。



41 ... プロベラ装置

## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ポンプにより冷媒を循環させる密閉された冷却経路の途中に、機関燃焼熱で加熱された冷媒の飽和蒸気を機関排気で加熱する加熱器と、この加熱器で加熱された冷媒の有する熱エネルギーを機械的エネルギーに変換するタービンと、タービンからの冷媒を冷却して液化するコンデンサとを備える内燃機関の廃熱回収装置において、

指令値に応じて機関の燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を調整し得る手段と、機関の運転条件を検出する手段と、前記タービン入口温度が適正值となるようにこの検出された機関運転条件に応じて前記調整手段への指令値を制御する手段と備えることを特徴とする内燃機関の廃熱回収装置。

【請求項 2】 前記タービン入口温度を検出する手段を備え、この検出されたタービン入口温度が予め定めた目標値と一致するように前記指令値をフィードバック制御することを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の廃熱回収装置。

【請求項 3】 ポンプにより冷媒を循環させる密閉された冷却経路の途中に、機関燃焼熱で加熱された冷媒の飽和蒸気を機関排気で加熱する加熱器と、この加熱器で加熱された冷媒の有する熱エネルギーを機械的エネルギーに変換するタービンと、タービンからの冷媒を冷却して液化するコンデンサとを備える内燃機関の廃熱回収装置において、

指令値に応じて機関の燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を調整し得る手段と、前記タービンによるエネルギー回収量が最大になるように前記調整手段への指令値を制御する手段と備えることを特徴とする内燃機関の廃熱回収装置。

【請求項 4】 ポンプにより冷媒を循環させる密閉された冷却経路の途中に、機関燃焼熱で加熱された冷媒の飽和蒸気を機関排気で加熱する加熱器と、この加熱器で加熱された冷媒の有する熱エネルギーを機械的エネルギーに変換するタービンと、タービンからの冷媒を冷却して液化するコンデンサとを備える内燃機関の廃熱回収装置において、指令値に応じて機関の燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を調整し得る手段と、前記タービンによるエネルギー回収量と機関の出力の総和が最大になるように前記調整手段への指令値を制御する手段と備えることを特徴とする内燃機関の廃熱回収装置。

【請求項 5】 ポンプにより冷媒を循環させる密閉された冷却経路の途中に、機関燃焼熱で加熱された冷媒の飽和蒸気を機関排気で加熱する加熱器と、この加熱器で加熱された冷媒の有する熱エネルギーを機械的エネルギーに変換するタービンと、タービンからの冷媒を冷却して液化するコンデンサとを備える内燃機関の廃熱回収装置において、

指令値に応じて機関の燃焼室周辺部から冷媒への放熱量

を調整し得る手段と、前記タービンによるエネルギー回収量と機関の出力の総和より前記調整手段の駆動損失を差し引いた値が最大になるように前記調整手段への指令値を制御する手段と備えることを特徴とする内燃機関の廃熱回収装置。

【請求項 6】 ポンプにより冷媒を循環させる密閉された冷却経路の途中に、機関燃焼熱で加熱された冷媒の飽和蒸気を機関排気で加熱する加熱器と、この加熱器で加熱された冷媒の有する熱エネルギーを機械的エネルギーに変換するタービンと、タービンからの冷媒を冷却して液化するコンデンサとを備える内燃機関の廃熱回収装置において、

指令値に応じて機関の燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を調整し得る手段と、冷媒の機関出口の温度、圧力および流量を検出する手段と、これら検出した 3 つのデータに基づいて機関出口の冷媒熱量を演算する手段と、この熱量が予め定めた目標値と一致するように前記調整手段への指令値を制御する手段と備えることを特徴とする内燃機関の廃熱回収装置。

【請求項 7】 前記燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を調整し得る手段は、燃焼室周辺部を流れる冷媒に起こさせる強制対流またはアジテーションの程度を調整し得る手段であることを特徴とする請求項 1、3、4、5、6 のいずれか一つに記載の内燃機関の廃熱回収装置。

【請求項 8】 前記燃焼室周辺部の冷却経路をシリンダヘッドに限定することを特徴とする請求項 1 から 7 までのいずれか一つに記載の内燃機関の廃熱回収装置。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 この発明は内燃機関の廃熱回収装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 内燃機関（以下単に「機関」ともいう）の水冷冷却系統を密閉構造とし、冷却に伴って発生した気化冷媒をさらに排気により加熱して高温化し、この高温蒸気によりタービン発電を行うようにした廃熱回収装置が知られている（この種の装置としてたとえば特開平 5-296055 号公報を参照）。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、機関の冷却系統を循環する蒸気量は機関の燃焼室周辺部から冷媒への放熱量により決まり、その飽和蒸気に過熱器からの放熱が加わり、タービン入口の過熱蒸気の温度（以下この温度を「タービン入口温度」という）が決まる。このため、蒸気量に対して過熱器からの放熱量が大きいと、図 5 の i-S 線図に示したように運転点がたとえば入 2 から入 4 へと上昇し、タービン入口温度が高くなる。このタービン入口温度の高温化でタービン部品の要求耐熱温度が高くなってコストアップの問題が生じ、またコンデンサでの放熱量も増大する。

【0004】上記のタービン入口温度に影響を与えるのは機関の負荷と回転数で定まる運転条件である。これを図6、図7を用いて説明すると、過熱器から冷媒への放熱割合は、機関の負荷（軸トルク）と回転数に依存し、高回転高負荷になるほど過熱器から冷媒への放熱割合が増大するので、負荷や回転数に関係なくタービン部品の要求耐熱温度を高くしないためには、低回転低負荷で燃焼室周辺部から冷媒への放熱量と過熱器から冷媒への放熱割合とを適正に設定した場合に、高回転高負荷になると燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を低回転低負荷のときより多くする必要がある。

【0005】さらに、低回転低負荷で燃焼室周辺部から冷媒への放熱量と過熱器から冷媒への放熱割合とを適正に設定していても、機関各々で燃焼室周辺部から冷媒への放熱量にバラツキが発生することが考えられる（本体、主運動系の肉厚や燃料噴射弁の個体差による燃焼のバラツキ等による）。

【0006】しかしながら、上記従来装置では、燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を制御するシステムを持っていないため、廃棄エネルギー（排気系、冷却系）をフルに活用することができず、タービン回収仕事が多分でない、システムとして十分な熱効率が得られない。

【0007】また、低回転低負荷で燃焼室周辺部からの冷媒への放熱量と過熱器から冷媒への放熱割合とが適正であったとしても、高回転高負荷になると、燃焼室周辺部から冷媒への放熱量が不足してタービン入口温度の高温化とコンデンサでの放熱量増大をもたらす、タービン部品の要求耐熱温度を高くしてしまう。同様に、上記の機関バラツキにより燃焼室周辺部から冷媒への放熱量が不足する機関では、タービン入口温度の高温化とコンデンサでの放熱量増大が生じ、タービン部品の要求耐熱温度が高くなる。

【0008】この場合、冷媒の強制対流やアジテーション（攪乱）が熱伝達に影響することが知られている（昭和43年7月、日本機械学会発行の『沸騰熱伝達』p.10の第1・9図、p.14の第1・20図参照）。

【0009】そこで本発明は、燃焼室周辺部から冷媒への放熱量（熱伝達量）を機関運転条件に応じて制御するシステムを持たせることにより、廃棄エネルギーをフルに活用して十分なタービン回収仕事を得ることやタービン入口温度の適正化を図り、さらに機関各々に生じる燃焼室周辺部から冷媒への放熱量のバラツキを解消することを目的とする。

【0010】

【課題を解決するための手段】第1の発明は、ポンプにより冷媒を循環させる密閉された冷却経路の途中に、機関燃焼熱で加熱された冷媒の飽和蒸気を機関排気で加熱する加熱器と、この加熱器で加熱された冷媒の有する熱エネルギーを機械的エネルギーに変換するタービンと、タービンからの冷媒を冷却して液化するコンデンサとを備え

る内燃機関の廃熱回収装置において、指令値に応じて機関の燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を調整し得る手段と、機関の運転条件を検出する手段と、前記タービン入口温度が適正值となるようにこの検出された機関運転条件に応じて前記調整手段への指令値を制御する手段と備える。

【0011】第2の発明では、第1の発明において前記タービン入口温度 $T_t$ を検出する手段を備え、この検出されたタービン入口温度 $T_t$ が予め定めた目標値 $T_{t0}$ と一致するように前記指令値をフィードバック制御する。

【0012】第3の発明は、ポンプにより冷媒を循環させる密閉された冷却経路の途中に、機関燃焼熱で加熱された冷媒の飽和蒸気を機関排気で加熱する加熱器と、この加熱器で加熱された冷媒の有する熱エネルギーを機械的エネルギーに変換するタービンと、タービンからの冷媒を冷却して液化するコンデンサとを備える内燃機関の廃熱回収装置において、指令値に応じて機関の燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を調整し得る手段と、前記タービンによるエネルギー回収量（たとえばタービン発電量）が最大になるように前記調整手段への指令値を制御する手段と備える。

【0013】第4の発明は、ポンプにより冷媒を循環させる密閉された冷却経路の途中に、機関燃焼熱で加熱された冷媒の飽和蒸気を機関排気で加熱する加熱器と、この加熱器で加熱された冷媒の有する熱エネルギーを機械的エネルギーに変換するタービンと、タービンからの冷媒を冷却して液化するコンデンサとを備える内燃機関の廃熱回収装置において、指令値に応じて機関の燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を調整し得る手段と、前記タービンによるエネルギー回収量（たとえばタービン発電量）と機関の出力（たとえば筒内圧または軸出力）の総和が最大になるように前記調整手段への指令値を制御する手段と備える。

【0014】第5の発明は、ポンプにより冷媒を循環させる密閉された冷却経路の途中に、機関燃焼熱で加熱された冷媒の飽和蒸気を機関排気で加熱する加熱器と、この加熱器で加熱された冷媒の有する熱エネルギーを機械的エネルギーに変換するタービンと、タービンからの冷媒を冷却して液化するコンデンサとを備える内燃機関の廃熱回収装置において、指令値に応じて機関の燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を調整し得る手段と、前記タービンによるエネルギー回収量（たとえばタービン発電量）と機関の出力（たとえば筒内圧または軸出力）の総和より前記調整手段の駆動損失を差し引いた値が最大になるように前記調整手段への指令値を制御する手段と備える。

【0015】第6の発明は、ポンプにより冷媒を循環させる密閉された冷却経路の途中に、機関燃焼熱で加熱された冷媒の飽和蒸気を機関排気で加熱する加熱器と、この加熱器で加熱された冷媒の有する熱エネルギーを機械的

エネルギーに変換するタービンと、タービンからの冷媒を冷却して液化するコンデンサとを備える内燃機関の廃熱回収装置において、指令値に応じて機関の燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を調整し得る手段と、冷媒の機関出口の温度、圧力および流量を検出する手段と、これら検出した3つのデータに基づいて機関出口の冷媒熱量を演算する手段と、この熱量が予め定めた目標値と一致するように前記調整手段への指令値を制御する手段と備える。

【0016】第7の発明では、第1、第3、第4、第5、第6のいずれか一つの発明において前記燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を調整し得る手段が、燃焼室周辺部を流れる冷媒に起こさせる強制対流またはアジェーションの程度を調整し得る手段である。

【0017】第8の発明では、第1から第7までのいずれか一つの発明において前記燃焼室周辺部の冷却経路をシリンダヘッドに限定する。

【0018】

【発明の効果】機関の低負荷低回転のときタービン入口温度が適正值となっている場合に、高負荷高回転になると、第1、第6の発明によれば、燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を調整し得る手段が働いて燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を増し、これによって高負荷高回転になっても低負荷低回転のときと同様にタービン入口温度が適正值に維持される。このため、タービン部品の要求耐熱温度が低くなり、コスト低減を図ることができる。

【0019】第2の発明によれば、燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を調整し得る手段の特性に制作バラツキや経時劣化が生じるときにも、この影響を受けないですむ。

【0020】第3、第4、第5、第7の発明によれば、機関の廃棄エネルギー（排気系、冷却系）をフルに活用することが可能となり、システムとして高い熱効率が得られる。

【0021】第6の発明によれば、機関各々に生じる燃焼室周辺部から冷媒への放熱量のバラツキを解消することができる。

【0022】シリンダブロックに位置するシリンダライナ壁温は耐久信頼性が確保される範囲でより高温が好ましい。これに対応して、燃焼室周辺部の冷却経路をシリンダヘッドに限定する第8の発明によれば、燃焼室周辺部の冷却経路をシリンダブロックにまで設ける場合より機関そのものの出力を向上させることができる。

【0023】

【発明の実施の形態】図1、図2、図3において、1は機関本体、3は排気通路である。6Aと6Bは各々シリンダブロックとシリンダヘッドであり、シリンダヘッド6Bにだけ燃焼室周辺部の冷却のためのウォータジャケット8を備える。このウォータジャケット8では、図2にも示したように冷媒が反時計方向に循環するようにウ

ォータジャケット8への流入路9とウォータジャケット8の排出路12とを近接して設けている。なお、このウォータジャケット8に加えて、シリンダブロック周辺部の冷却のためのウォータジャケットをシリンダブロック6Aに備えさせるものでもかまわない。この燃焼室周辺部に限定して設けたウォータジャケット8は、後述する各種通路と共に閉ループ状の冷却経路を構成し、その内部には冷媒としてこの場合冷却水を封入してある。前記冷却経路は外部から密閉し、その内部には液相または気相の冷却水のみを満たし、空気は排除してある。

【0024】ここで、ウォータジャケット8をシリンダヘッド6Bに限って設けている理由は、シリンダヘッドの燃焼室壁温をより低温に設定することにより、機関から高出力が得られるため、より高負荷高回転側でシリンダヘッドの燃焼室周辺部から冷媒への熱伝達率を上げることが機関そのものの出力向上につながるからである（これに対してシリンダブロックに位置するシリンダライナ壁温は耐久信頼性が確保される範囲でより高温が好ましい）。

【0025】ウォータジャケット8への流入路9はポンプ13の出口側と接続する一方、ウォータジャケット8の排出路12は通路11を経て過熱器16に接続している。ウォータジャケット8にて機関燃焼熱を受けて飽和蒸気となった冷却水は前記通路11を経て過熱器16へと送り込まれる。過熱器16は排気通路3の途中に設けられており、前記通路11からの飽和蒸気を排気の熱によりさらに加熱する。

【0026】過熱器16の出口は途中にタービン17を備えた蒸気通路18を経てコンデンサ（復水器）20に接続している。タービン17は過熱器16からの高温高圧の蒸気により回転力を発生し、タービン17を通過して低温化した蒸気はコンデンサ20にて空気冷却されて凝縮する。

【0027】コンデンサ20にて液相となった冷却水は通路19を経てポンプ13に吸引され、再びウォータジャケット8への流入路9を経て機関のウォータジャケット8へと供給される。

【0028】上記のポンプ13は、制御装置22からの指令に基づいてその吐出量が連続可変的に制御される電動ポンプで、マイクロコンピュータなどから構成される制御装置22により、ポンプ13の吐出量が、機関運転条件に応じて所期の冷却性能が発揮されるように制御される。

【0029】たとえば、機関の回転数と負荷から所定のマップを検索することにより冷却経路内の目標内圧P0が演算され、検出した実内圧がこの目標内圧P0と一致するようにポンプ吐出量がフィードバック制御される。目標内圧のマップ値は回転数または負荷が増大するほど目標内圧を低くする特性であり、これにより負荷または回転数の増大に対して冷媒の沸点を低下させ、燃焼室壁

の温度が運転状態の変動に拘わらず、許容限界付近に維持される。このため、機関回転数、負荷、冷却経路の内圧などを検出する各種センサ（図示しない）からの信号が制御装置 22 に入力されている（詳しくは特願平 11-159112 号を参照）。

【0030】さらに、この実施形態ではコールドスタート時の暖機促進を図るために冷却経路内の冷媒を外部に設けたりザーバタンク 25 に移動させる構成を備えている。図 1 または図 3 において、26 はウォータジャケット 8 とりザーバタンク 25 との間で冷媒を移動させるための電動ポンプ、27 は冷媒移動完了後に冷却経路を締め切るための電磁弁（弁装置）であり、それぞれ制御装置 22 からの指令に基づいてその作動が制御される。また、28 は冷媒をウォータジャケット 7 に戻すときの液量を判定するための液面センサ、29 は燃焼室壁の温度を検出する燃焼室温度センサである。

【0031】なお、上記冷媒移動制御（機関停止時に冷媒を冷却経路内からりザーバタンク 25 へと移動させる制御と機関始動後に冷媒をりザーバタンク 25 から冷却経路内へと戻す制御）については、本発明と直接関係しないので、その説明を省略する（詳しくは特願平 11-159112 号を参照）。

【0032】なお、機関停止時にりザーバタンク 25 へと液相冷媒を移動させた後、温度低下に伴い気相冷媒が凝縮して冷却経路内が真空化し、外部から空気を吸い込むおそれがある。空気が侵入すると次回始動後の冷媒の移動や冷却性能に悪影響が及ぶ。そこで、図 1 に示したように真空ポンプ 30 を設け、機関始動後に冷却経路内の空気を排除しつつ冷媒をウォータジャケット 8 へと戻すようにするとよい。あるいは、機関停止後のりザーバタンク 25 への冷媒移動時に冷却経路内に空気を導入して大気圧とし、次回始動後の冷媒戻し時に真空ポンプ 30 により空気を排除するようにしてもよい。

【0033】次に、図 4 において 31 はタービン 17 に連結された回転電機である。この回転電機 31 は基本的にはタービン 17 の回転力により発電機として作動し、その出力はインバータ 32 を介して充電電力としてバッテリー 33 に付与される。

【0034】また、回転電機 31 とエンジン 1 との間には電磁式のクラッチ 34 を有する減速装置（回転伝達機構）35 を設けてあり、クラッチ 34 を ON とすることによりエンジン 1 とタービン 17 または回転電機 31 との間で回転力の伝達を可能にしている。すなわち、クラッチ 34 を OFF とした状態では従来と同様にタービン 17 の回転力を発電のための動力源としてのみ利用可能であるのに対して、クラッチ 34 を ON とした状態ではタービン 17 の回転力を減速装置 35 を介してエンジンに伝達することにより動力補助を行い、あるいはエンジン 1 の出力により回転電機 31 を駆動してエンジン 1 を動力源とする発電を行わせることができる。なお、36

はインバータ 32 からのバッテリー電力により作動する車両電気系を示しており、ハイブリッドカーの場合はその動力源となる電動モータなどもこれにあたる。

【0035】上述したクラッチ 34 の ON・OFF や回転電機 31 とバッテリー 33 とのあいだの電力の授受も、実際のバッテリー電圧に基づいて制御装置 22 により制御される（詳しくは特願平 11-159113 号を参照）。

【0036】さて、機関の冷却系統を循環する蒸気量は機関の燃焼室周辺部から冷媒への放熱量により決まり、その飽和蒸気に過熱器 16 からの放熱が加わり、タービン 17 入口温度が決まる。このため、蒸気量に対して過熱器 16 からの放熱量が大きいと、タービン 17 入口温度が高くなる。このタービン 17 入口温度の高温化でタービン 17 部品の要求耐熱温度が高くなってコストアップの問題が生じ、またコンデンサ 20 での放熱量も増大する。

【0037】上記のタービン入口温度に影響するのは機関の運転条件である。図 6、図 7 のように、過熱器 16 から冷媒への放熱割合は、機関の負荷（軸トルク）と回転数に依存し、高回転高負荷になるほど過熱器 16 からの冷媒への放熱割合が増大するので、負荷や回転数に関係なくタービン部品の要求耐熱温度を高くしないためには、低回転低負荷で燃焼室周辺部から冷媒への放熱量と過熱器 16 から冷媒への放熱割合とを適正に設定した場合に、高回転高負荷になると燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を低回転低負荷のときより多くする必要がある。

【0038】このため本実施形態では、指令値に応じて機関の燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を調整し得る手段として、図 1 に示したようにモータ駆動のプロペラ装置 41 を設け、このプロペラ装置 41 を駆動することにより、ウォータジャケット 8 内を循環する冷媒を強制的に対流させる。そして、制御装置 22 により、機関の負荷と回転数により定まる運転条件に応じてプロペラ装置 41 への指令値（プロペラ装置 41 に与える回転数指令値）を制御することにより、燃焼室周辺部から冷媒への放熱量（熱伝達量）を制御する。

【0039】ここで、この制御方法をさらに説明すると、いま簡単のためブル沸騰（重力の作用だけによっている場合の沸騰のこと）とした場合、機関の負荷と回転数をパラメータとする各運転条件に対し、①燃焼室周辺部の冷却系、②排気系、③正味軸出力、④その他の各熱勘定割合が一律に決まる。たとえば、運転条件一定での熱勘定割合は、図 8 に示すように、プロペラ装置 41 を駆動して規定回転数で回転させた場合（図では「プロペラ駆動 ON」で示す）に、燃焼室周辺部冷却系の熱勘定割合が最大（つまり燃焼室周辺部から冷媒への放熱量が最大）になり、これに対してプロペラ装置 41 を駆動しておらず、プロペラ回転数がゼロである場合（図では「プロペラ駆動 OFF」で示す）に、燃焼室周辺部冷却

系の熱勘定割合が最小（つまり燃焼室周辺部から冷媒への放熱量が最小）となる。したがって、規定回転数を最大としてプロペラ回転数を変化させれば、燃焼室周辺部冷却系の熱勘定割合（燃焼室周辺部から冷媒への放熱量）を可変制御できる。そこで、たとえばある運転条件でタービン入口温度が適正值に対して高くなる場合には、タービン入口温度が適正值になるようなプロペラ回転数をその運転条件に対して設定してやればよい。このようにして運転条件毎にタービン入口温度が適正值になるようなプロペラ回転数をマップ値として予め設定しておけば、そのときの運転条件からそのマップ値を検索し、そのマップ値を回転数指令値としてプロペラ装置41を駆動することで、運転条件によらずタービン入口温度を適正值に制御できる。

【0040】制御装置22で実行されるこの制御の内容を、図9のフローチャートにしたがってさらに説明する。

【0041】図9はプロペラ装置41に与える回転数指令値Nを演算するためのもので、このフローは一定時間毎（たとえば10msec毎）に実行する。

【0042】ステップ1では冷却水温T、機関トルク（機関負荷）、機関回転数を読み込み、これらのうち冷却水温Tと予め定めた基準値T1をステップ2において比較する。ここで基準値T1は冷却水の沸点温度から余裕度 $\alpha$ （たとえば5℃程度）を差し引いた値である。冷却水温Tが基準値T1よりも低いときは機関が暖機完了前にあると判定し、タービン入口温度制御を禁止するためステップ6、7に進み、プロペラ装置駆動フラグ=0とするとともに、回転数指令値N=0とする。

【0043】 $T \geq T1$ となればステップ3、4、5に移行する。すなわち、タービン入口温度制御を開始するためプロペラ装置駆動フラグを立てる（フラグ=1）とともに、機関のトルクと回転数から図10のマップを検索することによりプロペラ回転数の基本目標回転数N0を演算し、この基本目標回転数N0を回転数指令値Nとして設定する。

【0044】ここで、基本目標回転数N0は、各運転条件毎にタービン入口温度が適正值になるように予め定めた値であり、各運転条件毎に異なる値が入っている。

【0045】このようにして設定された回転数指令値Nと上記のプロペラ装置駆動フラグの値とは制御装置22内のメモリ（RAM）に格納され、図示しないプロペラ装置の駆動フローにおいて、プロペラ装置駆動フラグ=1のとき、プロペラ回転数が回転数指令値Nとなるようにプロペラ装置41が駆動される。

【0046】このように本実施形態によれば、機関の燃焼室周辺部を流れる冷媒に強制対流を起こさせる手段であるプロペラ装置41を用いて、タービン入口温度が適正值となるように機関の燃焼室周辺部から冷媒への熱伝達量を機関の運転条件に応じて制御するようにしたの

で、運転条件によらずタービン入口温度を適正值にできる。たとえば、低負荷低回転のときタービン入口温度が適正值となっている場合に、高負荷高回転になると、プロペラ装置41が働いて燃焼室周辺部から冷媒への放熱量が増し、これによって高負荷高回転になっても低負荷低回転のときと同様にタービン入口温度が適正值に維持される。これによって、運転条件によらずタービン部品の要求耐熱温度が低くなり、コスト低減を図ることができる。

【0047】また、シリンダブロックに位置するシリンダライナ壁温は耐久信頼性が確保される範囲でより高温が好ましい。これに対応して、ウォータジャケット8を燃焼室周辺部であるシリンダヘッド6Bに限定しているので、シリンダブロック6Aにまでウォータジャケットを設ける場合より機関そのものの出力を向上させることができる。

【0048】図11のフローチャートは第2実施形態で、第1実施形態の図9に置き換わるものである。なお、図9と同一部分には同一のステップ番号を付けている。

【0049】この実施形態は、タービン入口温度が予め定めた目標値となるようにプロペラ回転数をフィードバック制御するようにしたものである。第1実施形態と相違する部分を主に説明すると、ステップ11ではプロペラ回転数のフィードバック条件であるかどうかみる。たとえば機関のトルクと回転数がそれほど変化しない定常時であれば、フィードバック条件の成立時と判断し、ステップ12、13に進み、センサ（図示しない）により検出される実際のタービン入口温度 $T_t$ を読み込み、この実際のタービン入口温度 $T_t$ とタービン入口温度の目標値 $T_{t0}$ （たとえば一定値）の差 $\Delta T$ （ $=T_t - T_{t0}$ ）を計算し、この温度差 $\Delta T$ の絶対値と許容値 $\beta$ を、同じく温度差 $\Delta T$ とゼロをそれぞれステップ14、15において比較する。

【0050】温度差 $\Delta T$ の絶対値が $\beta$ を超えておりかつ $\Delta T > 0$ である（つまり実際のタービン入口温度が目標値よりも許容値 $\beta$ を超えて高い）ときは、実際のタービン入口温度を目標へと低下させるためステップ16でプロペラ回転数のフィードバック量FB（正負の値をもつ）を一定値 $\Delta N1$ （ $\Delta N1 > 0$ ）だけ増加させ、この逆に温度差 $\Delta T$ の絶対値が $\beta$ を超えておりかつ $\Delta T < 0$ である（実際のタービン入口温度が目標よりも許容値を超えて低い）ときは、実際のタービン温度を目標へと上昇させるためステップ17でプロペラ回転数のフィードバック量FB（正負の値をもつ）を一定値 $\Delta N1$ だけ減少させる。一方、 $\Delta T$ の絶対値が $\beta$ 以内に収まるときは、ステップ14よりステップ18に進んでフィードバック量FBの前回値を維持する。

【0051】ステップ19ではこのようにして演算されるフィードバック量FBを基本目標回転数N0に加算し

た値を指令回転数 $N$ として設定する。

【0052】一方、フィードバック条件が不成立のときはステップ11よりステップ20に進み、フィードバック量 $FB=0$ としたあと、ステップ7の処理を実行する。

【0053】このように第2実施形態では、タービン入口温度 $T_t$ が予め定めた目標値 $T_{to}$ と一致するようにプロペラ回転数をフィードバック制御するので、プロペラ装置41の駆動特性に制作バラツキや経時劣化が生じるときにも、この影響を受けることがない。

【0054】図12のフローチャートは第3実施形態で、第2実施形態の図11と置き換わるものである。なお、図11と同一部分には同一のステップ番号を付けている。

【0055】この実施形態はタービン発電量 $W$ （タービン回収仕事）が最大となるようにプロペラ回転数を制御するものである。第2実施形態の図11と相違する部分を主に説明すると、ステップ21でタービン発電量制御の許可条件であるかどうかみる。たとえば機関のトルクと回転数がそれほど変化しない定常時であれば、許可条件の成立時であると判断し、ステップ22、23に進み、タービン発電量 $W$ を読み込んだあと発電量制御フラグをみる。許可条件が成立して初めてのときはフラグ=0であるため、ステップ24、25に進み、フラグ=1とするとともに、基本目標回転数 $N_0$ に一定値 $\Delta N_2$ （ $\Delta N_2 > 0$ ）だけ加算した値を回転数指令値 $N$ として設定し、今回の処理を終了する。なお、この $\Delta N_2$ の加算は、まずプロペラ回転数を増加させる側に制御を開始しようとするだけのものであり、プロペラ回転数を減少させる側に制御を開始させてもかまわない。

【0056】定常状態が続けば次回はステップ23よりステップ26に進み、前回からのタービン発電量の変化量 $\Delta W$ （＝今回の発電量－前回の発電量）を計算し、この変化量 $\Delta W$ の絶対値と所定値 $\gamma_1$ を、また変化量 $\Delta W$ とゼロをそれぞれステップ27、28において比較する。

【0057】変化量 $\Delta W$ の絶対値が所定値 $\gamma_1$ を超えておりかつ $\Delta W > 0$ であれば、タービン発電量が増加傾向にあるので、ステップ29で回転数指令値 $N$ をさらに一定値 $\Delta N_2$ 増加させる。次回も、変化量 $\Delta W$ の絶対値が所定値 $\gamma_1$ を超えておりかつ $\Delta W > 0$ であれば、タービン発電量が増加傾向にあるので、ステップ29を繰り返す。この $\Delta N_2$ の増加を繰り返せばやがて変化量 $\Delta W$ の絶対値が所定値 $\gamma_1$ 以下に収まる。つまり、タービン発電量の増加傾向が止めばそのタイミングで発電量が最大となっている。したがって、このときは、ステップ27よりステップ31に進んで、回転数指令値 $N$ の前回値を維持する。

【0058】同様にして、変化量 $\Delta W$ の絶対値が所定値 $\gamma_1$ を超えておりかつ $\Delta W < 0$ であるときはタービン発

電量が減少傾向にある。このときは、タービン発電量制御を始めるに際してステップ25で回転数を一定値 $\Delta N_2$ 増加したのは制御方向として逆であったと判断し、ステップ30に進んで回転数指令値を一定値 $\Delta N_2$ だけ減少させる。次回も、変化量 $\Delta W$ の絶対値が所定値 $\beta$ を超えておりかつ $\Delta W < 0$ であれば、タービン発電量が減少傾向にあるので、ステップ30を繰り返す。この $\Delta N_2$ の減少を繰り返せばやがて変化量 $\Delta W$ の絶対値が所定値 $\gamma_1$ 以下に収まる。つまり、タービン発電量の減少傾向が止んだタイミングでもタービン発電量が最大となっている。したがって、このときも、ステップ27よりステップ31に進んで、回転数指令値 $N$ の前回値を維持する。

【0059】一方、許可条件が不成立のときは、ステップ21よりステップ32に進み発電量制御フラグ=0としたあと、ステップ7の処理を実行する。

【0060】このように、第3実施形態では、タービン発電量が最大となるようにプロペラ回転数を制御することで、機関の廃棄エネルギー（排気系、冷却系）をフルに活用することが可能となり、システムとして高い熱効率が得られる。

【0061】第3実施形態では、タービン発電量 $W$ が最大となるようにプロペラ回転数を制御する場合で説明したが、タービン発電量 $W$ と機関の出力（たとえば筒内圧 $P_i$ やエンジン軸出力）の合計であるシステム出力 $S$ （ $=W+P_i$ ）が最大となるようにプロペラ回転数を制御することもできる。この場合のフローチャートを図13に示す。同図において図12と同一部分には同一のステップ番号をつけている。また、システム出力はこれに限られない。たとえば、タービン発電量 $W$ と機関の出力との合計からプロペラ装置41の駆動モータ損失を差し引いた値をシステム出力としてもかまわない。これら2つの場合にも第3実施形態と同様の作用効果が得られる。

【0062】ところで、機関各々で燃焼室周辺部から冷媒への放熱量にバラツキが発生することが考えられる（本体、主運動系の肉厚や燃料噴射弁の個体差による燃焼のバラツキ等による）。

【0063】ここで、機関出口の冷媒圧力と冷媒温度から、図5に示す $i-S$ 線図を用いて冷媒の機関出口での単位重量当たりのエンタルピを演算することができ、この値に冷媒の機関出口の重量流量を掛けることで機関出口の冷媒熱量を演算することができる。この機関出口の実際の冷媒熱量が機関各々で異なることになる。

【0064】そこで、機関各々に生じる燃焼室周辺部から冷媒への放熱量バラツキへの対策としては、冷媒の機関出口の温度、圧力および重量流量を直接検出するセンサをそれぞれ備えさせるとともに、図5に示す $i-S$ 線図を内容とするマップを制御装置22に持たせておき、センサにより検出した冷媒の機関出口の圧力と温度から



図5に示す*i*-*S*線図を内容とするマップを検索することにより、冷媒の機関出口での単位重量当たりエンタルピを演算し、この値に、センサにより検出した冷媒の機関出口の重量流量を掛けることで機関出口の冷媒熱量を演算し、この実際の冷媒熱量が予め定めた目標値と一致するようにプロペラ回転数を制御すればよい。

【0065】なお、機関出口の冷媒熱量の目標値は、機関のトルクと回転数をパラメータとして図10と同様与えておく。また、重量流量を直接検出するのに代えて、体積流量を計測し、これに密度を掛けることにより重量流量を推定するようにしてもかまわない。

【0066】実施形態では燃焼室周辺部から冷媒への放熱量を調整し得る手段が、燃焼室周辺部を流れる冷媒に起こさせる強制対流の程度を調整し得る手段（つまりプロペラ装置41）である場合で説明したが、燃焼室周辺部を流れる冷媒に起こさせるアジテーションの程度を調整し得る手段を用いることもできる。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1実施形態の冷却システムの概略構成図。

【図2】ウォータジャケットの概略平面図。

【図3】機関停止後の状態を示す機関の概略断面図。

【図4】第1実施形態の制御システムの概略構成図。

【図5】蒸気の*i*-*S*線図。

【図6】運転領域図。

20

\*

\*【図7】機関負荷に対する冷却水と排気の各放熱割合の特性図。

【図8】機関運転条件一定のもとでの熱勘定割合の特性図。

【図9】第1実施形態の回転数指令値の演算を説明するためのフローチャート。

【図10】基本目標回転数のマップ図。

【図11】第2実施形態の回転数指令値の演算を説明するためのフローチャート。

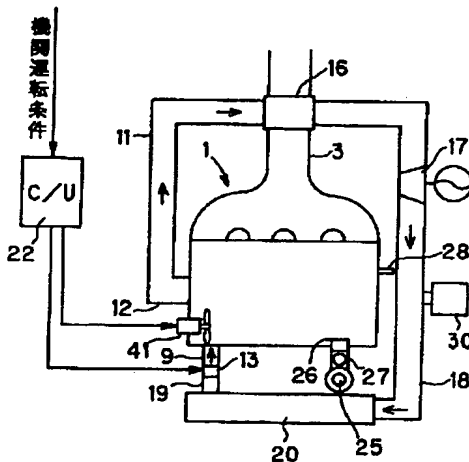
【図12】第3実施形態の回転数指令値の演算を説明するためのフローチャート。

【図13】第4実施形態の回転数指令値の演算を説明するためのフローチャート。

【符号の説明】

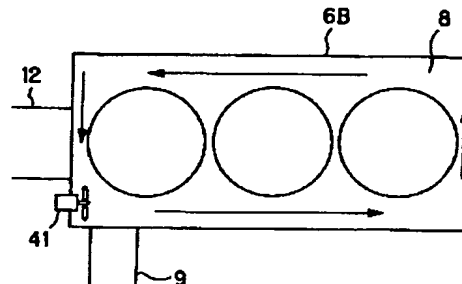
- 1 機関本体
- 3 排気通路
- 8 ウォータジャケット
- 16 過熱器
- 17 タービン
- 20 コンデンサ
- 22 制御装置
- 31 回転電機（発電機）
- 41 プロペラ装置

【図1】

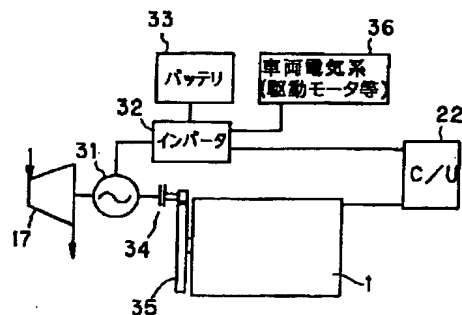


41 ... プロペラ装置

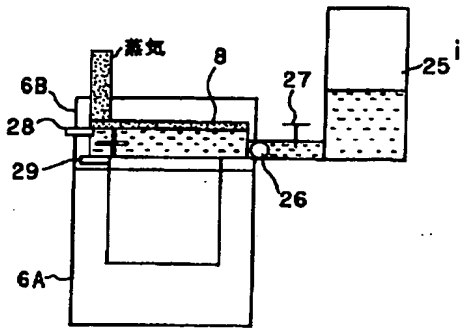
【図2】



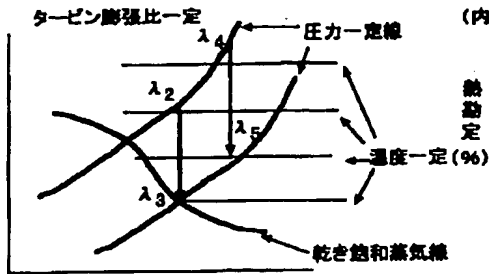
【図4】



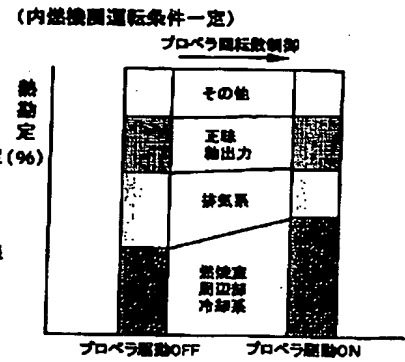
【図3】



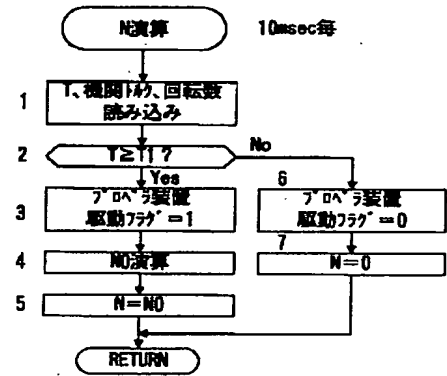
【図5】



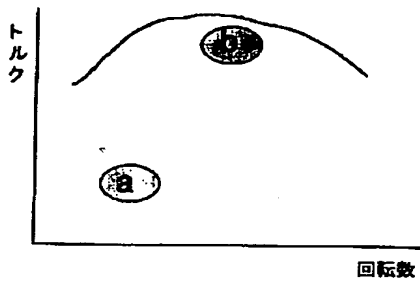
【図8】



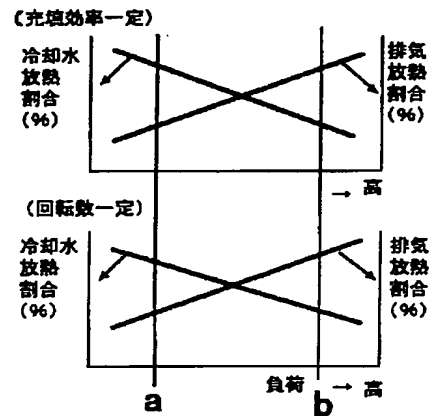
【図9】



【図6】



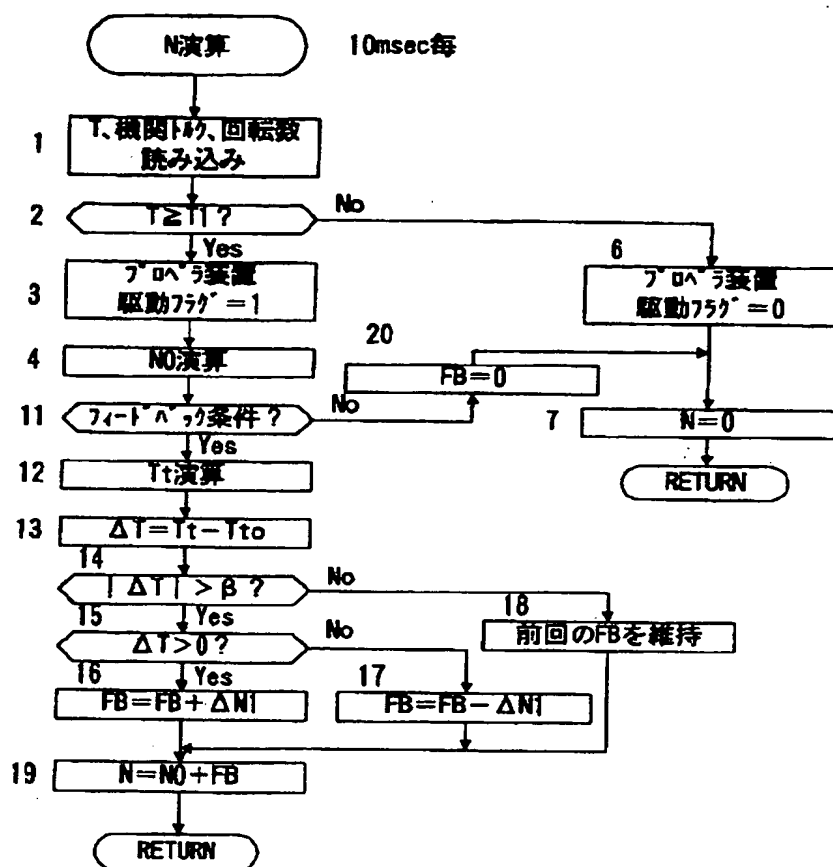
【図7】



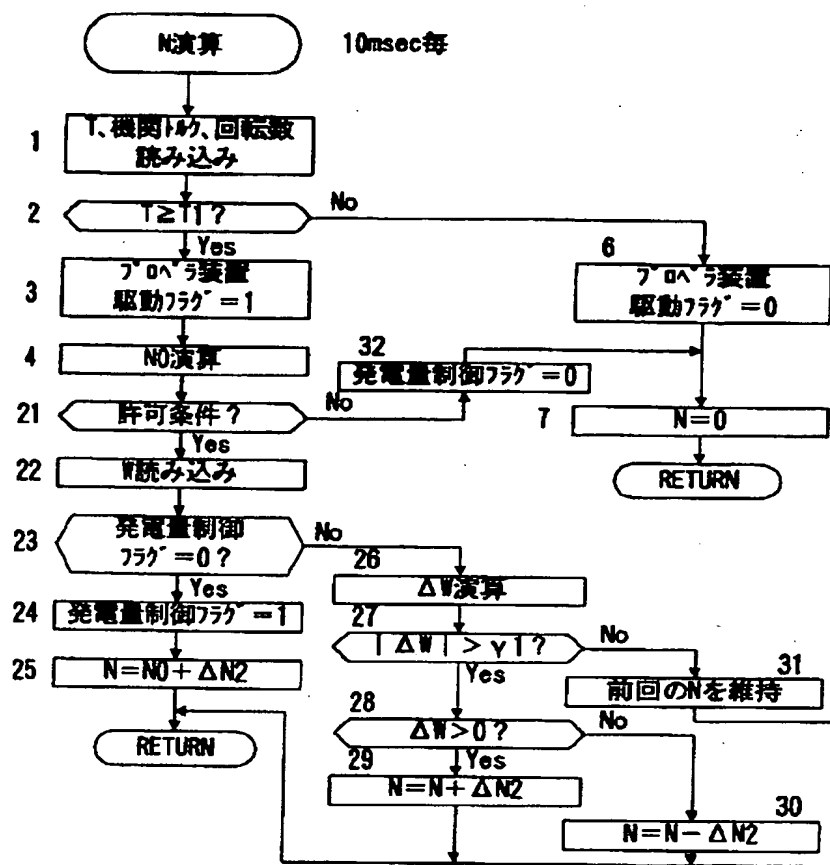
【図10】

回転数 指令値	機関回転数			
	800rpm	1200rpm	1600rpm	...
2kgm	△rpm	□rpm		
4kgm	○rpm			
6kgm				
...				

【図11】



【図12】



【図13】

